

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-050968

(43)Date of publication of application : 23.02.1999

(51)Int.Cl.

F04B 49/10
F04C 15/04
// F15B 20/00

(21)Application number : 10-165278

(71)Applicant : ROBERT BOSCH GMBH

(22)Date of filing : 12.06.1998

(72)Inventor : LEUTNER VOLKMAR

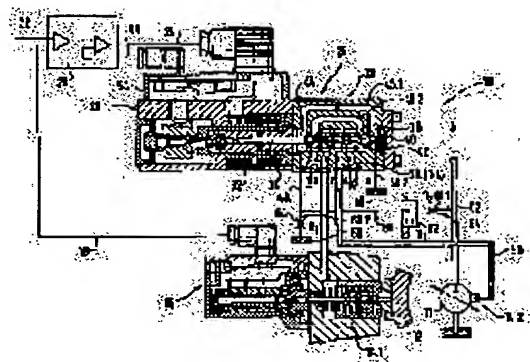
(30)Priority

Priority number : 97 19724870 Priority date : 12.06.1997 Priority country : DE

(54) ADJUSTABLE HYDRAULIC WORKING MACHINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To avoid damage of a working machine by switching a hydraulic working machine to the emergency operation when failures are generated, and by adjusting working machine in the emergency operation to constant operating pressure.
SOLUTION: In an adjustable hydraulic working machine 11 provided with adjusting devices 14.1, 14.2 to be controlled by an electro-liquid-force control valve 26 and to act on a stroke adjusting device 12, the control valve cooperates with a safety device 60. The safety device loads a valve slider 36 of the control valve by liquid force in the erroneous operation in control of the adjusting devices, the control valve moves the connected adjusting devices to the specified position and holds them, and the working machine generates at least approximately constant system pressure in this position.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision]

of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(書誌+要約+請求の範囲)

(19)【発行国】日本国特許庁(JP)
 (12)【公報種別】公開特許公報(A)
 (11)【公開番号】特開平11-50968
 (43)【公開日】平成11年(1999)2月23日
 (54)【発明の名称】調節可能な液力式の作業機械
 (51)【国際特許分類第6版】

F04B 49/10 321
 F04C 15/04
 // F15B 20/00

【FI】

F04B 49/10 321
 F04C 15/04 A
 F15B 20/00 C

【審査請求】未請求

【請求項の数】7

【出願形態】OL

【全頁数】6

(21)【出願番号】特願平10-165278
 (22)【出願日】平成10年(1998)6月12日
 (31)【優先権主張番号】19724870. 5
 (32)【優先日】1997年6月12日
 (33)【優先権主張国】ドイツ(DE)
 (71)【出願人】

【識別番号】390023711

【氏名又は名称】ローベルト ボツシュ ゲゼルシャフト ミット ベシュレンクテル ハフツング

【氏名又は名称原語表記】ROBERT BOSCH GESELLSCHAFT MIT BESCHRANKTER HAFTUNG

【住所又は居所】ドイツ連邦共和国 シュツットガルト(番地なし)

(72)【発明者】

【氏名】フォルクマール ロイトナー

【住所又は居所】ドイツ連邦共和国 フリオルツハイム ビルクブッシュヴェーク 11

(74)【代理人】

【弁理士】

【氏名又は名称】矢野 敏雄(外3名)

(57)【要約】

【解決手段】電気液力式の制御弁26によって制御されて行程調節装置12に作用する調節装置14. 1, 14. 2を備えた調節可能な液力式の作業機械11において、制御弁が安全装置60と協働するようになっており、安全装置が調節装置の制御における誤作動に際して制御弁の弁スライダ36を液力で負荷して、制御弁が、接続された調節装置を所定の位置へ移動させて維持し、該位置で作業機械が少なくともほぼコンスタントな系圧力を生ぜしめるようになっている。

【効果】液力式の作業機械が故障の生じた際に非常運転に切り換えられ、非常運転では作業機械がコンスタントな運転圧力に調節されて、作業機械の破損が避けられる。

【特許請求の範囲】

【請求項1】調節可能な液力式の作業機械(11)であって、行程調節装置(12)に作用する調節装置(14. 1, 14. 2)を備えており、調節装置が、弁スライダ(36)を有する電気液力式の制御弁(26)によって制御されるようになっている形式のものにおいて、制御弁(26)が安全装置(60)と協働するようになっており、安全装置が調節装置(14. 1, 14. 2)の制御における故障に際して制御弁(26)の弁スライダ(36)を液力で負荷して、制御弁(26)が、接続された調節装置(14. 1, 14. 2)を所定の位置へ移動させて調節し、該位置で作業機械(11)が少なくともほぼコンスタントな系圧力を生ぜしめるようになっていることを特徴とする、調節可能な液力式の作業機械。

【請求項2】安全装置(60)が切換弁(62)及び、少なくとも2つの絞り装置(66)から成る少なくとも1つの圧力分配器(64)を有しており、切換弁(62)と圧力分配器(64)とが圧力媒体通路(52)内に互いに直列的に接続されており、圧力媒体通路が作業機械(11)の高圧側と低圧側とを接続している請求項1記載の調節可能な液力式の作業機械。

【請求項3】安全装置(60)が制御弁(26)のケーシング内に組み込まれている請求項1又は2記載の調節可能な液力式の作業機械。

【請求項4】制御弁(26)内に室(42, 44)を形成してあり、該室内に弁スライダ(36)が端部の端面で以て突入しており、該室(42, 44)が液力的に互いに遮断されており、故障の生じた場合に少なくとも1つの室(42, 44)が圧力媒体で満たされるようになっている請求項1から3のいずれか1項記載の調節可能な液力式の作業機械。

【請求項5】少なくとも1つの室(42, 44)を満たす圧力媒体が、圧力分配器(64)内の圧力に相応する圧力下にある請求項4記載の調節可能な液力式の作業機械。

【請求項6】作業機械(11)が、ピストン機械、特にラジアルピストン機械若しくはアキシシャルピストン機械である請求項1から5のいずれか1項記載の調節可能な液力式の作業機械。

【請求項7】作業機械(11)がベーン型機械である請求項1から5のいずれか1項記載の調節可能な液力式の作業機械。

分野

【発明の属する技術分野】本発明は、調節可能な液力式の作業機械(ポンプ若しくはモータ)であって、行程調節装置に作用する調節装置を備えており、調節装置が、弁スライダを有する電気液力式の制御弁によって制御されるようになっている形式のものに関する。

技術

【従来の技術】ラジアルピストンポンプの形の前記形式の作業機械は、例えばドイツ連邦共和国特許公開第4410719. 6A1号公報により既に公知である。公知のラジアルピストンポンプは直列のセンサを備えており、センサの信号が制御装置内で評価されて、調節装置のための制御信号に加工され、調節装置がラジアルピストンポンプの行程調節装置に作用する。このような装置の目的は、ラジアルピストンポンプのできるだけ騒音の低い運転を達成しようとするものである。この場合、調節装置に誤作動が生じると、ラジアルピストンポンプが最大の吐出量に調節され得る。極端な場合、即ち調節装置の圧力供給がポンプ出口を介してではなく、外部の装置を介して行われる場合には、接続された液力系が空気吸込を行い、ひいては潤滑剤不足に基づくラジアルピストンの損傷が生じる。

詳細な説明

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、調節可能な液力式の作業機械（ポンプ若しくはモータ）であって、行程調節装置に作用する調節装置を備えており、調節装置が、弁スライダを有する電気液力式の制御弁によって制御されるようになっている形式のものに関する。

【0002】

【従来の技術】ラジアルピストンポンプの形の前記形式の作業機械は、例えばドイツ連邦共和国特許公開第4410719、6A1号公報により既に公知である。公知のラジアルピストンポンプは直列のセンサを備えており、センサの信号が制御装置内で評価されて、調節装置のための制御信号に加工され、調節装置がラジアルピストンポンプの行程調節装置に作用する。このような装置の目的は、ラジアルピストンポンプのできるだけ騒音の低い運転を達成しようとするものである。この場合、調節装置に誤作動が生じると、ラジアルピストンポンプが最大の吐出量に調節され得る。極端な場合、即ち調節装置の圧力供給がポンプ出口を介してではなく、外部の装置を介して行われる場合には、接続された液力系が空気吸込を行い、ひいては潤滑剤不足に基づくラジアルピストンの損傷が生じる。

【0003】

【発明の効果】請求項1に記載の構成を有する本発明に基づく作業機械においては利点として、切換可能な液力式の安全装置によって作業機械が故障の生じた際に非常運転に切り換えられる。非常運転では作業機械がコンスタントな運転圧力に調節されて、作業機械の破損が避けられる。安全装置は比較的簡単な形式で調節装置の制御弁内に組み込まれ、比較的簡単かつ安価な液力構成部材から成っている。必要な構成部材は制御弁の構成体積(Bauvolumen)をわずかに増大させるだけである。本発明の有利な構成が請求項2以下に記載してある。

【0004】

【発明の実施の形態】図1には慣用の作業機械11の電気液力式の制御回路(elektrohydraulische Regelkreis)10が概略的に示してある。それ自体公知の作業機械11はシンボリックに示してあり、行程調節装置12として図示の行程リングを有している。行程調節装置12は、図示していないものの、作業機械11のケーシング内に移動可能に支承されていて、相互作用する2つのピストン・シリンダユニット14. 1, 14. 2から成る調節装置と協働するようになっている。ピストン・シリンダユニット14. 1, 14. 2は互いに、ピストン面の大きさを異にしている、液力的に負荷される。図1に示す作業機械(Arbeitsmaschine)はラジアルピストン機械(Radialkolbenmaschine)若しくはベーン機械(Flügelzellenmaschine)として示されているものの、このような構造形式に限定されるものではない。例えば本発明はアキシアルピストン機械(Axialkolbenmaschine)にも応用可能である。同じく本発明は、作業機械11がポンプとして運転されるか、若しくはモータとして運転されるかに左右されない。

【0005】図1に示す制御回路10の主制御値(Hauptsteuergroesse)は行程調節装置12の瞬間位置(Momentanposition)であり、瞬間位置の検出のためにピストン・シリンダユニット14. 1, 14. 2の1つが距離センサ16を備えている。距離センサ16は従来公知の構成部分によって形成されており、該構成部分が行程調節装置12の位置に関連した電気的な信号18を生ぜしめる。信号18が増幅器20に供給され、増幅器が信号18を目標値22と比較する。増幅器20は目標値22と信号18との偏差から制御弁26のための電気的な制御信号24を形成する。制御弁26が制御信号24を作業機械11の行程調節装置12のための液力的な信号に変換する。

【0006】制御弁26は、従来技術でほぼ周知の4/4・比例制御弁(4/4-Proportionalregelventil)から成っており、該4/4・比例制御弁はマグネット部分(Magnetteil)28及び、該マグネット部分に連結された液力部分(Hydraulikteil)30によって構成されている。マグネット部分28のケーシング内に比例動作マグネット32を配置してあり、比例動作マグネット(Proportionalmagnet)32を配置してあり、該比例動作マグネットが可動子34を1つの方向に負荷するようになっている。可動子34は液力部分30のケーシング内に運動可能に案内された弁スライダ36を作動する。弁スライダ36は、縦軸線に対して横方向に配置された制御縁を用いて、液力部分30のケーシング内に形成された液力通路及び液力接続部38からの圧力媒体流若しくは該液力通路及び液力接続部への圧力媒体流を制御する。液力接続部38に管路を接続してあり、管路はそれぞれ異なるアクチュエータに、特に作業機械11の調節装置のピストン・シリンダユニット14. 1, 14. 2に通じている。弁スライダ36若しくは可動子34の戻しが、液力部分30内に配置された制御ばね40によって行われ

る。制御ばね40は弁スライダ36の、可動子34と逆の側で弁スライダ36に支えられ、かつケーシング側のばね室42の底部に支えられている。制御弁26はばね室42に相対して圧力室44を有している。弁スライダ36の両方の端部が端面でばね室42若しくは圧力室44内に突入している。

【0007】液力部分30のケーシングに、液力の4つの接続部38. 1, 38. 2, 38. 3, 38. 4を形成してあり、接続部38. 1が制御弁26の入口Pを成している。接続部38. 2が作業接続部Bとして用いられ、ピストン・シリンダユニット14. 1に接続されているのに対して、接続部38. 3は戻り通路Tとして貯蔵タンク50に接続されている。接続部38. 4は作業接続部Aとして用いられるようになっているものの、図示の実施例では必要とされず、外部に対して例えば栓(図示せず)によって閉鎖されている。さらに、液力部分30のケーシング内に縦通路46. 1, 46. 2を形成してあり、縦通路が個別の接続部38. 1乃至38. 4間の相互作用を可能にする。制御弁26の液力部分30が本発明に基づき次のように構成されており、即ち、一般的にはばね室42から相対する側の圧力室44への接続部を形成する縦通路46. 1が圧密(druckdicht)に閉じられている。このために、例えば図示していない閉鎖栓が差し込まれてよい。さらに、制御弁26に付加通路48. 1, 48. 2を形成してあり、付加通路がばね室42若しくは圧力室44に液力的に接続している。ばね室42が付加通路48. 2を介して貯蔵タンク50に接続されて、流通されるようになっているのに対して、圧力室44は付加通路48. 1を介して圧力媒体通路52に接続されている。

【0008】可動子34若しくは弁スライダ36の瞬間位置(Momentanposition)の検出のために、マグネット部分28に第2の距離センサ54が取り付けられている。距離センサ54は公知の形式で位置信号56を形成し、該位置信号が同じく増幅器20に供給されて、該増幅器によって評価される。

【0009】前述の電気液力式の制御回路10は、接続通路58によって補完されており、該接続通路は作業機械11の高圧側から第2のピストン・シリンダユニット14. 2に通じている。このような制御回路10は、作業機械11の、使用条件に対応した調節若しくは制御を可能にする。実際の運転において、例外的なケースとして制御回路10の電氣的な部分に故障若しくはエラーが発生して、極端な場合には作業機械11の最大位置を生ぜしめることが知られている。この場合、作業機械11が、接続された液力回路(Hydraulikkreis)を空にして、従って潤滑剤の欠落に基づきひとりでに破損してしまうことになる。このような場合の有効な手段がもっぱら作業機械(作業モータ)への電流供給の適切な中断によって可能である。作業機械11の破損を故障時にも確実に避けるために、制御回路10が本発明に基づく安全装置60を有しており、該安全装置は制御弁26の液力部分30に組み込まれ得る。安全装置60はエラーの検出に基づき電氣的に接続されて、作業機械11を液力的に制御された危険のない運転状態に調節する。

【0010】安全装置60は、液力的に制御された危険のない運転状態に作業機械を調節するために、圧力媒体通路52を有しており、該圧力媒体通路が作業機械11の高圧側を、故障の生じた際に貯蔵タンク50に接続する。圧力媒体通路52内に切換弁62を配置してあり、該切換弁が故障の生じた際に初めて圧力媒体通路52を介して圧力媒体流を通過させる。このような圧力媒体流は作業機械11の故障のない運転状態では遮断されている。切換弁62の切換は電氣的な故障信号によって行われ、故障信号が例えば信号18と目標値22との間に妥当性のない場合に増幅器20によって生ぜしめられる。同時に、故障信号によって制御弁26の比例動作マグネット32のマグネットコイルへの電流が中断される。

【0011】圧力媒体通路52内には、切換弁62と直列に圧力分配器(Druckteiler)64が接続されている。圧力分配器64は2つの絞り装置(Drosseleinrichtung)66. 1, 66. 2によって形成されており、この場合、第1の絞り装置66. 1が切換弁62の前に接続されている。両方の絞り装置66. 1, 66. 2間の領域に生じる圧力レベルが、付加通路48. 1を介して取り出されて、制御弁26の圧力室44に供給される。

【0012】これによって、エラーのある場合に弁スライダ36が液力によって弁スライダの縦軸線の方に負荷される。該液力は制御ばね40の力に抗して作用し、液力の大きさは弁スライダ36の圧力負荷可能な端面によって規定される。圧力分配器64に基づき、弁スライダ36に作用する液力は作業機械11の系圧力に対して比例している。このような液力に基づき弁スライダ36は制御ばね40の方向に押圧され、これによって弁スライダの制御縁が液力部分30の接続部38. 1から接続部38. 2への圧力媒体流を変化させる。これに基づき、ピストン・シリンダユニット14. 1内の圧力レベルが高められ、従って、作業機械11の行程調節装置12の引き続く調節が行われる。

【0013】前述の制御回路は、弁スライダ26の端面、制御ばね40、及び絞り装置66. 1, 66. 2の寸法を互いに適合させて規定することによって、作業機械11がエラーの生じた場合に所定の運転状態に調節されるように構成されており、該運転状態では作業機械の高圧側の圧力レベル

が、圧力分配器64の両方の絞り装置66. 1, 66. 2間に作用する圧力レベルに対応する圧力レベルに調節される。該圧力レベルは有利には10バールと20バールとの間の範囲で制御される。【0014】幾つかの使用例にとって、ダブル作用(doppeltwirkend)する、即ち相対する方向に作用する制御弁26aを用いることが必要である。この種の制御弁26aが図2に示してある。制御弁26aはマグネット部分28aに往復行程マグネット(Doppelhubmagnet)70を有しており、往復行程マグネットが電子的な制御装置72によって制御される。往復行程マグネット70は可動子34と協働するようになっており、可動子が液力部分30内の弁スライダ36を操作する。該弁スライダ36は両方の端部に制御ばね40を有しており、制御ばねがそれぞれ弁スライダ36とばね室42の底部とに支えられている。弁スライダ36に、弁スライダの縦軸線に対して横方向に延びる制御縁を形成してあり、制御縁が液力部分30のケーシング内に形成された液力接続部38及び液力通路を制御する。図2の実施例の液力部分30は全体で4つの液力接続部38. 1, 38. 2, 38. 3, 38. 4を有しており、これらの液力接続部は入口38. 1として、戻り口38. 2として、並びに作業接続部38. 3, 38. 4として用いられる。液力接続部38. 1, 38. 2, 38. 3, 38. 4の接続については、繰り返しを避けるために、図1を参照されたい。第1の実施例と同じく、ばね室42に通じる縦通路46は圧密に閉じられており、ばね室42が液力的に付加通路48. 1, 48. 2を介して接続されている。安全装置60aはさらに複雑に構成されていて、圧力媒体通路52a内に配置されており、該圧力媒体通路は作業機械1の高圧側から出発している。圧力媒体通路52aは作業機械1の故障のない運転に際しては切換弁62によって遮断されている。故障の生じた場合には切換弁62が電氣的に切り換えられ、圧力媒体流を通過させる。圧力媒体通路52aは切換弁62の下流側で2つの分岐通路74. 1, 74. 2に分岐しており、分岐通路が互いに並列に貯蔵タンク50に通じている。両方の分岐通路74. 1, 74. 2内に、直列接続された2つの絞り装置66. 1, 66. 2から成る圧力分配器64. 1, 64. 2がそれぞれ配置されている。分岐通路74. 1, 74. 2内の圧力レベルが取り出されて、付加通路48. 1, 48. 2を介して制御弁26aのばね室42に供給される。圧力分配器64. 2の圧力を可動子34に向いたばね室42に供給する分岐通路74. 2が、圧力取り出し部と貯蔵タンク50に向けられた絞り装置66. 2との間の領域に抽出通路76を有しており、抽出通路が圧力制限弁78によって開閉される。圧力制限弁78は戻しばねを有していて、圧力分配器64. 2内の圧力によって制御される。

【0015】前述の構造の安全装置60aは、図3に示すような制御特性曲線を生ぜしめる。図3において、圧力分配器64. 1, 64. 2内の圧力80. 1, 80. 2は作業機械11の系圧力82に関連してプロットしてある。ダイヤグラムから明らかなように、系圧力82の上昇に伴って圧力分配器64. 2の圧力80. 2が圧力分配器64. 1の圧力80. 1よりもまず急速に上昇する。圧力制限弁78(図2)によって規定された圧力限界値84を越えて初めて、圧力分配器64. 2内の圧力80. 2がコンスタントなレベルに維持されるのに対して、圧力分配器64. 1内の圧力80. 1は変わることなく引き続き上昇して、ひいては圧力分配器64. 2のレベルを超える。このような制御特性曲線は作業機械11にとって、圧力分配器64. 2内の圧力80. 2が圧力分配器64. 1内に作用する圧力よりも高い間は、行程調節装置12が制御弁26aによって行程増大方向に調節されることを意味している。圧力分配器64内の圧力の一定な場合には行程調節装置12が行程増大方向に調節されたままであるのに対して、逆の圧力状態では行程調節装置は戻される。前記制御特性曲線によって、作業機械11は故障の生じた場合に液力的に所定の作業状態に調節されて、維持され、該作業状態では作業機械は圧力制限弁78の調節圧力の2倍乃至3倍の範囲の系圧力82を供給する。

【0016】前述の実施例の変更及び補完は、本発明の基本思想を逸脱することなしに可能である。本発明にとって重要なことは、作業機械11のための従来公知の電気液力式の調節装置に、制御弁26への比較的簡単な処置によって安全装置60を装着して、該安全装置によって故障の生じた際に作業機械11の全吐出量の方角への意図しない調節及び作業機械自体の破損を避けることである。安全装置60は構成体積を増大することなしに制御弁26の液力部分30内に組み込まれ得る。さらに安全装置60は安価なかつメンテナンスフリーな液力構成部分から形成されている。

効果

【発明の効果】請求項1に記載の構成を有する本発明に基づく作業機械においては利点として、切換可能な液力式の安全装置によって作業機械が故障の生じた際に非常運転に切り換えられる。非常運転では作業機械がコンスタントな運転圧力に調節されて、作業機械の破損が避けられる。安全装置は比較的簡単な形式で調節装置の制御弁内に組み込まれ、比較的簡単かつ安価な液力構成部材から成っている。必要な構成部材は制御弁の構成体積(Bauvolumen)をわずかに増大させるだけである。本発明の有利な構成が請求項2以下に記載してある。

【0004】

【発明の実施の形態】図1には慣用の作業機械11の電気液力式の制御回路(elektrohydraulische Regelkreis)10が概略的に示してある。それ自体公知の作業機械11はシンボリックに示してあり、行程調節装置12として図示の行程リングを有している。行程調節装置12は、図示していないものの、作業機械11のケーシング内に移動可能に支承されていて、相互作用する2つのピストン・シリンダユニット14. 1, 14. 2から成る調節装置と協働するようになっている。ピストン・シリンダユニット14. 1, 14. 2は互いに、ピストン面の大きさを異にしている、液力的に負荷される。図1に示す作業機械(Arbeitsmaschine)はラジアルピストン機械(Radialkolbenmaschine)若しくはベーン機械(Flügelzellenmaschine)として示されているものの、このような構造形式に限定されるものではない。例えば本発明はアキシアルピストン機械(Axialkolbenmaschine)にも応用可能である。同じく本発明は、作業機械11がポンプとして運転されるか、若しくはモータとして運転されるかに左右されない。

【0005】図1に示す制御回路10の主制御値(Hauptsteuergroesse)は行程調節装置12の瞬間位置(Momentanposition)であり、瞬間位置の検出のためにピストン・シリンダユニット14. 1, 14. 2の1つが距離センサ16を備えている。距離センサ16は従来公知の構成部分によって形成されており、該構成部分が行程調節装置12の位置に関連した電気的な信号18を生ぜしめる。信号18が増幅器20に供給され、増幅器が信号18を目標値22と比較する。増幅器20は目標値22と信号18との偏差から制御弁26のための電気的な制御信号24を形成する。制御弁26が制御信号24を作業機械11の行程調節装置12のための液力的な信号に変換する。

【0006】制御弁26は、従来技術でほぼ周知の4/4・比例制御弁(4/4-Proportionalregelventil)から成っており、該4/4・比例制御弁はマグネット部分(Magnetteil)28及び、該マグネット部分に連結された液力部分(Hydraulikteil)30によって構成されている。マグネット部分28のケーシング内に比例動作マグネット32を配置してあり、比例動作マグネット(Proportionalmagnet)32を配置してあり、該比例動作マグネットが可動子34を1つの方向に負荷するようになっている。可動子34は液力部分30のケーシング内に運動可能に案内された弁スライダ36を作動する。弁スライダ36は、縦軸線に対して横方向に配置された制御縁を用いて、液力部分30のケーシング内に形成された液力通路及び液力接続部38からの圧力媒体流若しくは該液力通路及び液力接続部への圧力媒体流を制御する。液力接続部38に管路を接続してあり、管路はそれぞれ異なるアクチュエータに、特に作業機械11の調節装置のピストン・シリンダユニット14. 1, 14. 2に通じている。弁スライダ36若しくは可動子34の戻しが、液力部分30内に配置された制御ばね40によって行われる。制御ばね40は弁スライダ36の、可動子34と逆の側で弁スライダ36に支えられ、かつケーシング側のばね室42の底部に支えられている。制御弁26はばね室42に相対して圧力室44を有している。弁スライダ36の両方の端部が端面でばね室42若しくは圧力室44内に突入している。

【0007】液力部分30のケーシングに、液力の4つの接続部38. 1, 38. 2, 38. 3, 38. 4を形成してあり、接続部38. 1が制御弁26の入口Pを成している。接続部38. 2が作業接続部Bとして用いられて、ピストン・シリンダユニット14. 1に接続されているのに対して、接続部38. 3は戻り通路Tとして貯蔵タンク50に接続されている。接続部38. 4は作業接続部Aとして用いられるようになっているものの、図示の実施例では必要とされず、外部に対して例えば栓(図示せず)によって閉鎖されている。さらに、液力部分30のケーシング内に縦通路46. 1, 46. 2を形成してあり、縦通路が個別の接続部38. 1乃至38. 4間の相互作用を可能にする。制御弁26の液力部分30が本発明に基づき次のように構成されており、即ち、一般的にはばね室42から相対する側の圧力室44への接続部を形成する縦通路46. 1が圧密(druckdicht)に閉じられている。このために、例えば図示していない閉鎖栓が差し込まれてよい。さらに、制御弁26に付加通路48. 1, 48. 2を形成してあり、付加通路がばね室42若しくは圧力室44に液力的に接続している。ばね室42が付加通路48. 2を介して貯蔵タンク50に接続されて、流通されるようになっているのに対して、圧力

室44は付加通路48. 1を介して圧力媒体通路52に接続されている。

【0008】可動子34若しくは弁スライダ36の瞬間位置(Momentanposition)の検出のために、マグネット部分28に第2の距離センサ54が取り付けられている。距離センサ54は公知の形式で位置信号56を形成し、該位置信号が同じく増幅器20に供給されて、該増幅器によって評価される。

【0009】前述の電気液力式の制御回路10は、接続通路58によって補完されており、該接続通路は作業機械11の高圧側から第2のピストン・シリンダユニット14. 2に通じている。このような制御回路10は、作業機械11の、使用条件に対応した調節若しくは制御を可能にする。実際の運転において、例外的なケースとして制御回路10の電氣的な部分に故障若しくはエラーが発生して、極端な場合には作業機械11の最大位置を生ぜしめることが知られている。この場合、作業機械11が、接続された液力回路(Hydraulikkreis)を空にして、従って潤滑剤の欠落に基づきひとりでに破損してしまうことになる。このような場合の有効な手段がもっぱら作業機械(作業モータ)への電流供給の適切な中断によって可能である。作業機械11の破損を故障時にも確実に避けるために、制御回路10が本発明に基づく安全装置60を有しており、該安全装置は制御弁26の液力部分30に組み込まれ得る。安全装置60はエラーの検出に基づき電氣的に接続されて、作業機械11を液力的に制御された危険のない運転状態に調節する。

【0010】安全装置60は、液力的に制御された危険のない運転状態に作業機械を調節するために、圧力媒体通路52を有しており、該圧力媒体通路が作業機械11の高圧側を、故障の生じた際に貯蔵タンク50に接続する。圧力媒体通路52内に切換弁62を配置してあり、該切換弁が故障の生じた際に初めて圧力媒体通路52を介して圧力媒体流を通過させる。このような圧力媒体流は作業機械11の故障のない運転状態では遮断されている。切換弁62の切換は電氣的な故障信号によって行われ、故障信号が例えば信号18と目標値22との間に妥当性のない場合に増幅器20によって生ぜしめられる。同時に、故障信号によって制御弁26の比例動作マグネット32のマグネットコイルへの電流が中断される。

【0011】圧力媒体通路52内には、切換弁62と直列に圧力分配器(Druckteiler)64が接続されている。圧力分配器64は2つの絞り装置(Drosseleinrichtung)66. 1, 66. 2によって形成されており、この場合、第1の絞り装置66. 1が切換弁62の前に接続されている。両方の絞り装置66. 1, 66. 2間の領域に生じる圧力レベルが、付加通路48. 1を介して取り出されて、制御弁26の圧力室44に供給される。

【0012】これによって、エラーのある場合に弁スライダ36が液力によって弁スライダの縦軸線の方に負荷される。該液力は制御ばね40の力に抗して作用し、液力の大きさは弁スライダ36の圧力負荷可能な端面によって規定される。圧力分配器64に基づき、弁スライダ36に作用する液力は作業機械11の系圧力に対して比例している。このような液力に基づき弁スライダ36は制御ばね40の方に押圧され、これによって弁スライダの制御縁が液力部分30の接続部38. 1から接続部38. 2への圧力媒体流を変化させる。これに基づき、ピストン・シリンダユニット14. 1内の圧力レベルが高められ、従って、作業機械11の行程調節装置12の引き続き調節が行われる。

【0013】前述の制御回路は、弁スライダ26の端面、制御ばね40、及び絞り装置66. 1, 66. 2の寸法を互いに適合させて規定することによって、作業機械11がエラーの生じた場合に所定の運転状態に調節されるように構成されており、該運転状態では作業機械の高圧側の圧力レベルが、圧力分配器64の両方の絞り装置66. 1, 66. 2間に作用する圧力レベルに対応する圧力レベルに調節される。該圧力レベルは有利には10バールと20バールとの間の範囲で制御される。

【0014】幾つかの使用例にとつて、ダブル作用(doppeltwirkend)する、即ち相対する方向に作用する制御弁26aを用いることが必要である。この種の制御弁26aが図2に示してある。制御弁26aはマグネット部分28aに往復行程マグネット(Doppelhubmagnet)70を有しており、往復行程マグネットが電子的な制御装置72によって制御される。往復行程マグネット70は可動子34と協働するようになっており、可動子が液力部分30内の弁スライダ36を操作する。該弁スライダ36は両方の端部に制御ばね40を有しており、制御ばねがそれぞれ弁スライダ36とばね室42の底部とに支えられている。弁スライダ36に、弁スライダの縦軸線に対して横方向に延びる制御縁を形成してあり、制御縁が液力部分30のケーシング内に形成された液力接続部38及び液力通路を制御する。図2の実施例の液力部分30は全体で4つの液力接続部38. 1, 38. 2, 38. 3, 38. 4を有しており、これらの液力接続部は入口38. 1として、戻り口38. 2として、並びに作業接続部38. 3, 38. 4として用いられる。液力接続部38. 1, 38. 2, 38. 3, 38. 4の接続については、繰り返しを避けるために、図1を参照されたい。第1の実施例と同じく、ばね室42に通じる縦通路46は圧密に閉じられており、ばね室42が液力的に付加通路48. 1, 48. 2を介して接続されている。安全装置60aはさらに複雑に構成されていて、圧力媒体通路52a内に配置されており、該圧

力媒体通路は作業機械1の高圧側から出発している。圧力媒体通路52aは作業機械1の故障のない運転に際しては切換弁62によって遮断されている。故障の生じた場合には切換弁62が電氣的に切り換えられ、圧力媒体流を通過させる。圧力媒体通路52aは切換弁62の下流側で2つの分岐通路74. 1, 74. 2に分岐しており、分岐通路が互いに並列に貯蔵タンク50に通じている。両方の分岐通路74. 1, 74. 2内に、直列接続された2つの絞り装置66. 1, 66. 2から成る圧力分配器64. 1, 64. 2がそれぞれ配置されている。分岐通路74. 1, 74. 2内の圧力レベルが取り出されて、付加通路48. 1, 48. 2を介して制御弁26aのばね室42に供給される。圧力分配器64. 2の圧力を可動子34に向いたばね室42に供給する分岐通路74. 2が、圧力取り出し部と貯蔵タンク50に向けられた絞り装置66. 2との間の領域に抽出通路76を有しており、抽出通路が圧力制限弁78によって開閉される。圧力制限弁78は戻しばねを有していて、圧力分配器64. 2内の圧力によって制御される。

【0015】前述の構造の安全装置60aは、図3に示すような制御特性曲線を生ぜしめる。図3において、圧力分配器64. 1, 64. 2内の圧力80. 1, 80. 2は作業機械11の系圧力82に関連してプロットしてある。ダイヤグラムから明らかなように、系圧力82の上昇に伴って圧力分配器64. 2の圧力80. 2が圧力分配器64. 1の圧力80. 1よりもまず急速に上昇する。圧力制限弁78(図2)によって規定された圧力限界値84を越えて初めて、圧力分配器64. 2内の圧力80. 2がコンスタントなレベルに維持されるのに対して、圧力分配器64. 1内の圧力80. 1は変わることなく引き続き上昇して、ひいては圧力分配器64. 2のレベルを超える。このような制御特性曲線は作業機械11にとって、圧力分配器64. 2内の圧力80. 2が圧力分配器64. 1内に作用する圧力よりも高い間は、行程調節装置12が制御弁26aによって行程増大方向に調節されることを意味している。圧力分配器64内の圧力の一定な場合には行程調節装置12が行程増大方向に調節されたままであるのに対して、逆の圧力状態では行程調節装置は戻される。前記制御特性曲線によって、作業機械11は故障の生じた場合に液力的に所定の作業状態に調節されて、維持され、該作業状態では作業機械は圧力制限弁78の調節圧力の2倍乃至3倍の範囲の系圧力82を供給する。

【0016】前述の実施例の変更及び補完は、本発明の基本思想を逸脱することなしに可能である。本発明にとって重要なことは、作業機械11のための従来公知の電気液力式の調節装置に、制御弁26への比較的簡単な処置によって安全装置60を装着して、該安全装置によって故障の生じた際に作業機械11の全吐出量の方角への意図しない調節及び作業機械自体の破損を避けることである。安全装置60は構成体積を増大することなしに制御弁26の液力部分30内に組み込まれ得る。さらに安全装置60は安価なかつメンテナンスフリーな液力構成部分から形成されている。

図の説明

【図面の簡単な説明】

【図1】作業機械を調節する制御回路の概略図

【図2】ダブル作用の制御弁を備えた制御回路の概略図

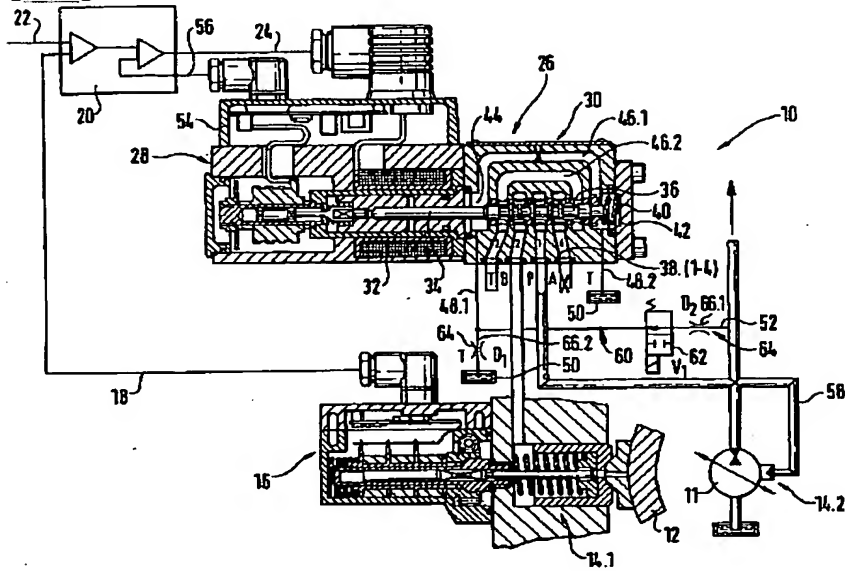
【図3】図2の制御回路の制御特性線図

【符号の説明】

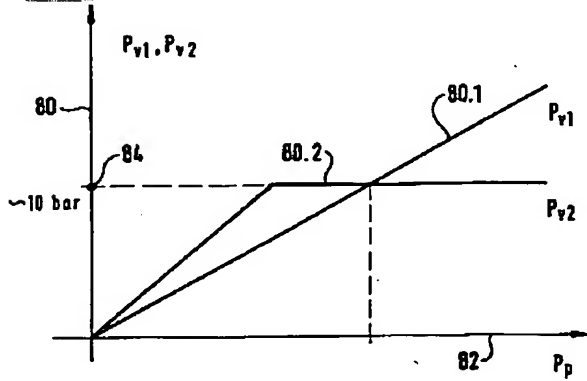
11 作業機械、12 行程調節装置、14. 1, 14. 2 ピストン・シリンダユニット、16 距離センサ、18 信号、20 増幅器、22 目標値、24 制御信号、26, 26a 制御弁、28, 28a マグネット部分、30 液力部分、32 比例動作マグネット、34 可動子、36 弁スライダ、38 液力接続部、38. 1, 38. 2, 38. 3, 38. 4 液力の接続部、40 制御ばね、42 ばね室、44 圧力室、46. 1, 46. 2 縦通路、48. 1, 48. 2 付加通路、50 貯蔵タンク、52, 52a 圧力媒体通路、54 距離センサ、56 位置信号、58 接続通路、62 切換弁、64 圧力分配器、66. 1, 66. 2 絞り装置、70 往復行程マグネット、74. 1, 74. 2 分岐通路、76 抽出通路、78 圧力制限弁、P 入口、B 作業接続部、T 戻り通路

図面

【図1】



【図3】



【図2】

